

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra automatizační techniky a řízení

Návrh hydraulických řídicích prvků s využitím simulačních výpočtů

Design of Hydraulic Control Components with using Simulation Methods

| | |
|--------------------------|---|
| Studijní program: | P2301 Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | 3902V010 Automatizace technologických procesů |
| Školitel: | Prof. Ing. Petr Noskievič, CSc. |
| Doktorand: | Ing. František Veselý |

Ostrava 2010

Klíčová slova

Hydraulický rozváděč, hydraulický pohon, genetický algoritmus, mechatronický systém
matematický model, optimalizace, simulace.

Keywords

Hydraulic direction valve, hydraulic drive, genetic algorithm, mechatronic system,
mathematical model, optimization, simulation.

Doktorská disertační práce byla vypracována v rámci doktorského studia na Katedře
automatizační techniky a řízení Fakulty strojní Vysoké školy báňské –Technické univerzity
Ostrava.

Obhajoba disertační práce se koná dne 2010 v zasedací místnosti v hodin
v budově VŠB-TU Ostrava, tř. 17 listopadu 15, 708 33 Ostrava – Poruba.

S disertační prací je možné se seznámit na Studijním oddělení Fakulty strojní Vysoké
školy báňské – Technické univerzity Ostrava, 17. Listopadu 15/2172 Ostrava – Poruba,
708 33, místnost A132.

1. Úvod

Během posledních dvou desetiletí došlo k prudkému rozvoji řešení fyzikálních úloh pomocí numerických výpočtů. K tomu přispěl nejen vývoj výpočetní techniky, ale především masivní nasazení programátorských kapacit při tvorbě aplikačních programů. Přes bohatou nabídku softwarových produktů je však stále na jednotlivých uživateli, jak dalece a efektivně je dokážou využít při vývoji nových produktů. Nejinak tomu je i v hydraulice.

Modelování a simulace jsou současně využívány ke dvěma cílům: ke zkrácení průběžných dob vývojových cyklů a ke zlepšení kvality výstupů. K dosažení těchto požadavků se využívá možnosti provádět velké množství virtuálních experimentů, neboť experimenty na reálných objektech není možné z časových a nákladových důvodů v takovém rozsahu obvykle provést. Nutnou podmínkou pro realitě blízké modelování a simulaci mechatronických systémů je vhodný matematický model.

Předkládaná práce si klade za cíl sestavit matematické modely hydraulických rozváděčů a zároveň navrhnout obecnější metodiku a postup při vývoji rozváděčů. Přitom bude využívat metod modelování a simulace. Ověření vhodnosti takové metodiky i správnosti použití matematických modelů, jež je nezbytnou součástí každého vývojového úkolu, je provedeno na typové řadě vestavných šoupátkových rozváděčů. Lze očekávat, že práce přispěje k systematickému používání modelování a simulace, ke zkrácení vývojových cyklů a zvýšení užitné hodnoty výrobků.

2. Současný stav řešené problematiky

Způsob návrhu spínaných a proporcionálních rozváděčů je v posledních letech ovlivněn zejména rozvojem softwarových řešení úloh z oblasti mechaniky tekutin, modelování a simulace mechanických, elektrických a hydraulických systémů, pevnostních výpočtů a podobně. Dosažitelnost řešení, mnohdy komplikovaných soustav diferenciálních rovnic, má za důsledek přesun těžiště vývojových prací z oblasti reálných experimentů do oblasti experimentů virtuálních. Tato skutečnost představuje významné výhody a pokrok pro vývojové pracovníky, mezi které patří:

- velké množství experimentů lze provést bez nutnosti často pracně a nákladně vyrábět prototypy,
- zrychluje a zlevňuje se inovační cyklus,
- je možné sledovat průběh veličin, které jsou v reálném prostředí obtížně měřitelné nebo zcela neměřitelné,
- výsledky experimentů lze virtuálně spojit s fyzicky neexistujícím nadřazeným systémem; například vlastnosti a parametry hydraulického rozváděče ověřit v kompletním pohonu.

Shrňme-li výsledky publikované v řadě prací za poslední roky, lze hovořit o určitých charakteristikách či trendech, kterými se vyznačují.

Používají se pokročilé výpočetní metody s často komfortním uživatelským rozhraním. U simulačních programů se používá tzv. fyzikálního modelování. Příkladem může být např. CFD (Computial Fluid Dynamics) program Fluent, simulační prostředí programu Matlab – Simulink, či programy pro FEM (Finite Element Method) , jedním z nich je produkt PRO-Mechanika.

V literatuře je publikována řada prací, zabývajících se zpracováním detailních úloh. Výsledky těchto prací se využívají při naplňování knihoven programů pro modelování a simulaci a to dostatečně ověřenými a detailně zpracovanými modely jednotlivých dílčích částí. Příklady publikovaných výsledků zpracování dílčích úloh jsou v literatuře [Vacca, 2007], [Borghi, 2005] nebo [Maré, 2008].

V poslední době lze současné trendy charakterizovat snahou o integraci jednotlivých dílčích řešení do systémového návrhu mechatronických systémů. Ve Spolkové Republice Německo dokonce vznikla norma [VDI 2206, 2004], jež popisuje postupy při zpracování systémového návrhu. Další práce [Klein, 2004], [Werner, 2006], [Noskievič, 2006] se zabývají toutéž tematikou. Cílem je popsat postupy, jak použít a spojit dílčí řešení úloh (CFD výpočty, pevnostní výpočty uzlů, atd.) v systémový návrh mechatronického celku. Součástí návrhů je definice jednotlivých etap návrhu od funkčních vzorků až po verifikaci celku.

Výsledky prací jsou s vysokou četností publikovány a řada dílčích úloh je pomocí matematických modelů velmi detailně vyřešena. Sporadicky se objevují práce, které by integrovaly jednotlivé dílčí výsledky do systematického návrhu mechatronického systému. Práce popisující komplexní návrh hydraulických rozváděčů nebyly nalezeny.

Poznámka. Modely a simulace rozváděčů jsou provedeny v programu Amesim. Tento software pracuje s jednotkou tlaku bar ($1 \text{ bar} = 9,81 \cdot 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$) a objemového průtoku $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ ($1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 6^{-1} \cdot 10^{-4} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Rovněž grafické výstupy použité v dalším textu pracují s těmito jednotkami. Pro přehlednost a srozumitelnost práce jsou i odkazy a komentáře k výsledkům uvedeny ve výše zmíněných jednotkách v rozporu s normalizovanými jednotkami soustava SI.

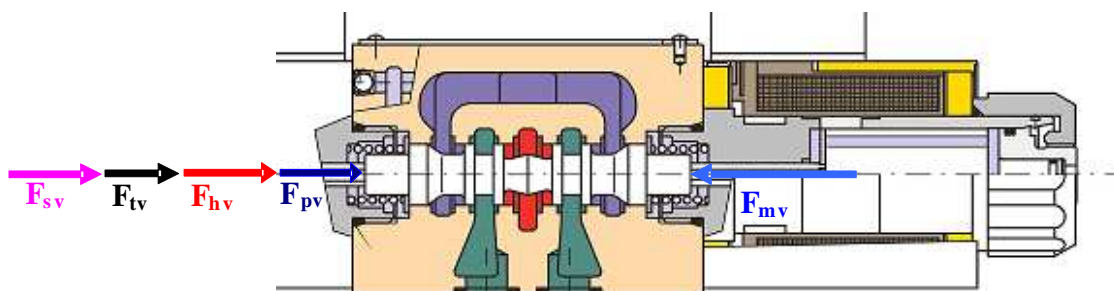
3. Cíle práce

Cíle práce lze shrnout následovně:

- navrhnout off-line spojení vhodných modelů s rozloženými a soustředěnými parametry,
- navrhnout a ověřit optimalizační metodu pro návrh typové řady šoupátkových spínaných rozváděčů,
- vytvořit metodiku pro návrh šoupátkových spínaných a proporcionálních rozváděčů.

4. Matematické modely šoupátkových rozváděčů

Matematický model rozváděče je sestaven v programovém prostředí Amesim. Jedná se o program, který podporuje fyzikální modelování. Výhodou tohoto způsobu modelování je blízkost grafického znázornění toku energie systémem a tokem reálným systémem – ventilem.



Obr. 4.1 Síly působící na šoupátko rozváděče

Jedním z předpokladů pro sestavení modelu je znalost axiálních sil působících na šoupátko rozváděče. Jednotlivé síly jsou znázorněny na obr. 4.1.

Jedná se o:

- sílu elektromagnetu F_{mv} ,
- sílu vratné pružiny F_{pv} ,
- síly vzniklé prouděním kapaliny ventilem F_{hv} ,
- setrvačné síly F_{sv} ,
- třecí síly F_{tv} , mezi něž lze zahrnout síly viskózního tření a síly smykového tření.

Síly působící na šoupátko lze rozdělit na:

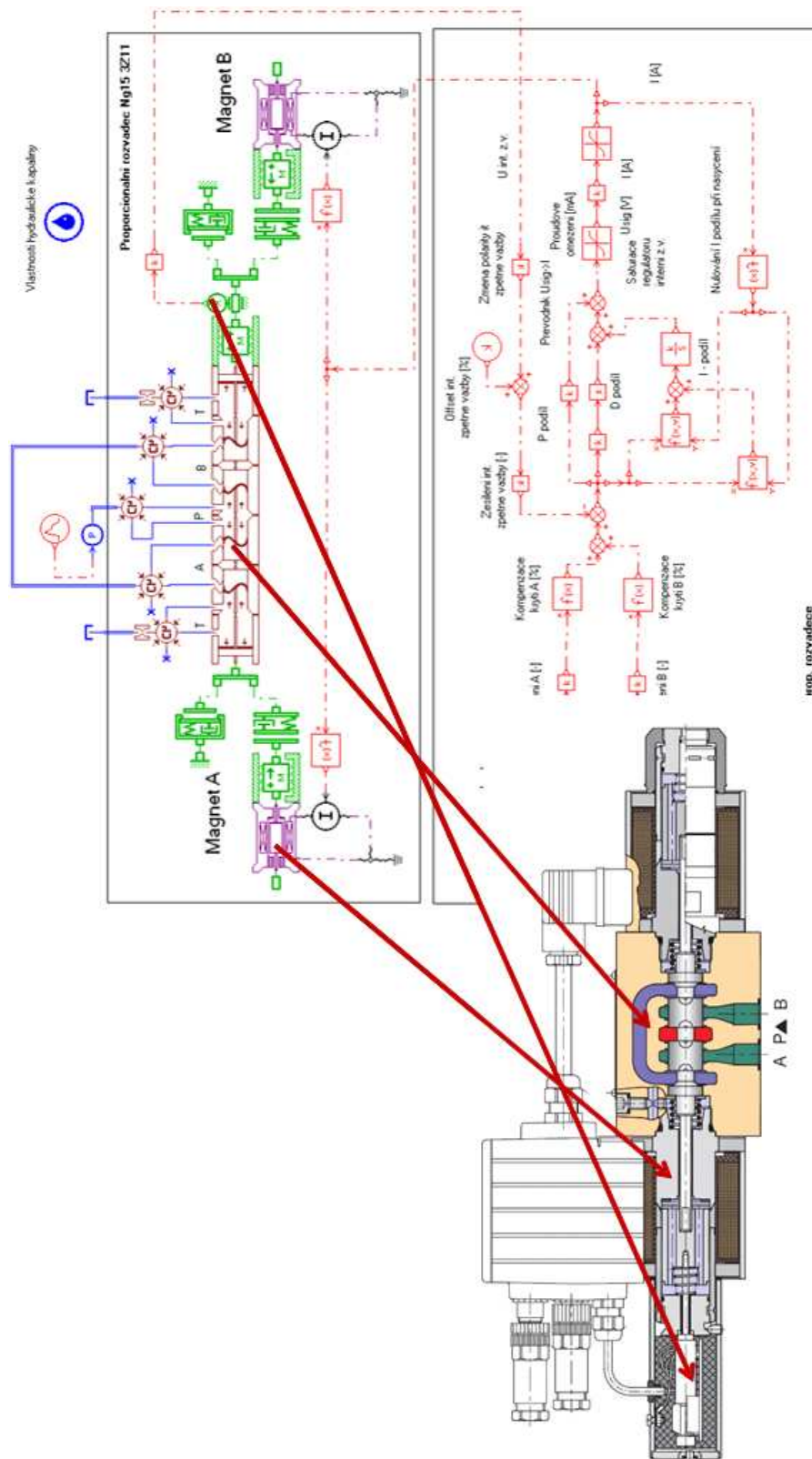
- akční (ovládací), tj. sílu elektromagnetu F_{mv} a pro zpětný pohyb sílu vratné pružiny F_{pv} a
- reakční, kam se řadí síly vznikající prouděním, síly setrvačné, síly tření a v případě sepnutí elektromagnetu síla vratné pružiny.

Příklad modelu sestaveného metodou fyzikálního modelování v programu Amesim je na obr. 4.2.

Síly způsobené prouděním kapaliny jsou rozhodující pro optimální dimenzování akčních sil. Proto je důležité dobře znát jejich průběh v závislosti na tlakovém spádu a poloze šoupátka. Pro jejich vyšetření je využito numerických modelů proudění pracujících metodou CFD (Computial Fluid Dynamics). Ukazuje se, že uspokojivých výsledků lze dosáhnout použitím dvourovnicového turbulentního modelu k- ϵ . V další kapitole popsána verifikace to dokládá. Přesto zůstává otevřenou otázkou, pro jakou oblast tlaků, velikostí a tvarů šoupátek a těles má zvolený model dostatečnou přesnost.

V budoucnu je účelné ověřit i další turbulentní modely včetně kavitačních a rozsah pracovních podmínek, pro které jsou vyhovující.

Výsledkem numerických výpočtů metodou CFD jsou (kromě jiného) průtoky a síly působící na šoupátko při průtoku kapaliny škrticí hranou.



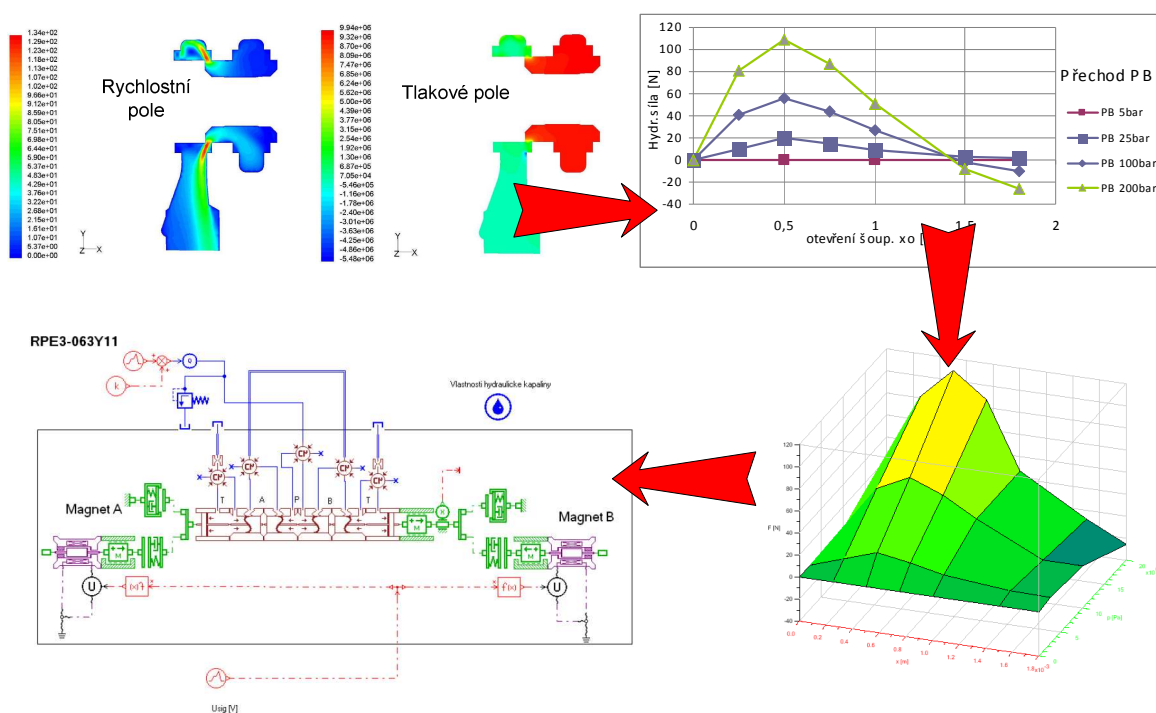
Obr. 4.2 Model rozváděče v programovém prostředí Amesim

Sílu působící na šoupátko a průtok škrticím místem lze vyjádřit pomocí rovnic

$$F_{hv} = f(x, \Delta p) \quad \text{a} \\ Q_v = f(x, \Delta p), \quad (4.1)$$

kde je x poloha hrany šoupátka vztažená k hraně tělesa (otevření) a Δp tlakový spád na hraně.

Numerické výpočty sil a průtoků se provedou pro zvolené dvojice $(x, \Delta p)$. Tímto způsobem jsou získány jednotlivé body funkcí (4.1). Převedením hodnot průtoků a sil do tabulky a třírozměrného grafu lze průběhy sil a průtoků implementovat do modelu Amesim. Mezi vypočtenými body se hodnota funkcí stanoví lineární interpolací. Grafické znázornění postupu je na obr. 4.3. Alternativně je možné využít a do programu Amesim vložit i naměřené hodnoty sil a průtoků, pokud jsou tyto k dispozici.



Obr. 4.3 Propojení CFD výpočtů s programem Amesim

Zavedením výše uvedených funkcí (4.1) do modelu dojde k jeho významnému zpřesnění, neboť průběh hydrodynamických sil v závislosti na zdvihu a tlakovém spádu má rozhodující vliv na vlastnosti rozváděčů. Vyjádření sil a průtoků pro každou hranu zvlášť umožňuje také snadno měnit tzv. časování hran, aniž by bylo nutné přepočítat proudění pro celý ventil.

Podobně jako v případě průtoků a hydrodynamických sil je proveden import změřených nebo vypočítaných průběhů sil magnetů v závislosti na poloze kotvy.

Další významnou složkou reakčních sil jsou síly třecí. Šoupátka jsou v tělesech nebo pouzdrech uložena s vůlí v řádu jednotek nebo několika desítek μm . Na šoupátko působí vždy radiální síly, které je přitlačují v určitých místech ke stěně tělesa. Dochází k vytlačování oleje a v krajních případech může dojít i k částečnému zablokování šoupátka. Velikost mazací vrstvy je nejen časově závislá [Blackburn, 1996], ale je závislá i na relativní rychlosti. Tyto jevy jsou popsány tzv. Stribeckovou křivkou.

Radiální síly, které vedou k výše popsaným efektům, mají různý původ:

- síly vzniklé prouděním kapaliny, resp. jejich radiální složkou. Lze je stanovit jako funkce tlakového spádu a polohy šoupátka z výpočtů metodou CFD,
- síly, vznikající rozdílnými tlaky po obvodu šoupátka. Jejich příčinou jsou geometrické nepřesnosti tělesa a šoupátka [Blackburn, 1996].
- radiální složky sil akčních členů. Obvykle se jedná o radiální síly vzniklé nesymetrickým magnetickým polem v okolí kotvy elektromagnetu nebo např. nekolmými čely pružin.

Kromě radiálních složek hydrodynamických sil lze zbylé dvě jen obtížně analyticky vyjádřit, je nutné provést jejich alespoň přibližnou kvantifikaci experimentem. V každém případě je však nutné zavést do modelu rozváděče i odpovídající model tření, v opačném případě nelze očekávat realitě odpovídající výsledek simulace. V této souvislosti byla publikována řada matematických modelů tření [Olsson, 1997].

Jako vhodný se ukázal tzv. štětinový model LuGre (the Lund - Grenoble model), pomocí kterého bylo dosaženo dobré shody modelu a naměřených průběhů sil v závislosti na rychlosti.

5. Optimalizace parametrů šoupátkových rozváděčů

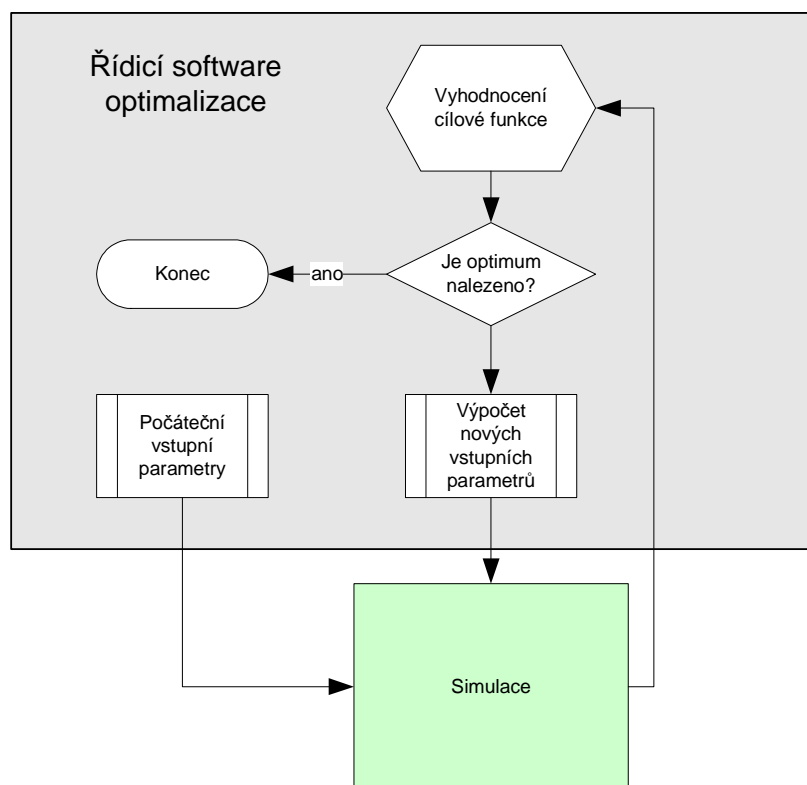
Cílem optimalizačního procesu je najít takové hodnoty zvolených konstrukčních prvků (zdvih, tuhost pružiny atp.), které určí nejlepší – optimální – hodnoty vybraných vlastností. Těmi mohou být např. spínací čas, výkonová křivka, žádaná přenosová funkce apod.

Pro dosažení uspokojivých výsledků je nezbytné zvolit systematický postup definující jednotlivé kroky. Navrhovaný postup spočívá v následující posloupnosti:

- stanovení cílů optimalizace, tj. určení vlastností nebo parametrů, které mají být optimalizovány.
- dalším krokem je stanovení parametrů, pomocí kterých se bude vypočítávat tzv. *cílová funkce* (v literatuře se rovněž uvádí jako kritérium optimalizace). Takové parametry se budou v dalším nazývat jako *výstupní parametry*. Pokud bude např. cílem optimalizace najít co nejmenší tlakové ztráty, pak výstupními parametry bude tlak v zadaném kanále a průtok; cílovou funkcí potom závislost tlaku na průtoku.
- parametry, které je možné v průběhu optimalizačního procesu modifikovat se budou nadále označovat jako *vstupní parametry*. V případě tlakových ztrát to mohou být např. zdvih, šířka nebo délka přívodních kanálů.

V rámci práce byla použita numerická optimalizace uvedené úlohy pomocí optimalizačních a simulačních programů. Optimalizace je řízena zvláštním programovým souborem; jeho obecné schéma je uvedeno na obrázku 5.1. Optimalizační algoritmy hledají obvykle minimální odchylku od cílové funkce.

Vstupní parametry jsou takové hodnoty konstrukčních prvků rozváděčů, které budou během optimalizačního procesu měněny a kombinací jejich hodnot hledány optimální vlastnosti ventilu. Takovými parametry mohou být např. zdvih, tuhost pružiny, tvar statické charakteristiky magnetu apod. Aby optimalizace byla úspěšná, je žádoucí zvolit takové parametry, jež mají na cílové vlastnosti významný vliv. Jejich nalezení nemusí být vždy snadné, proto je použita metoda DOE (Design of Experiments). Byl zvolen tzv. úplný faktorový experiment na dvou úrovních. Princip spočívá v tom, že pro každý uvažovaný vstupní parametr se zvolí dvě úrovně hodnot, které leží na horní a dolní hranici pracovní oblasti. Tak vznikne 2^k kombinací, přičemž k je počet vstupních parametrů. Pro každou kombinaci vstupních parametrů se provede výpočet. Na základě souboru vypočítaných hodnot výstupních parametrů lze sestavit Paretův diagram, který ukazuje vliv jednotlivých vstupních parametrů.



Obr. 5.1 Schéma optimalizačního algoritmu

Při optimalizaci vybraných parametrů šoupátkových rozváděčů je velmi obtížné, ne-li nemožné, analyticky vyjádřit cílovou funkci, tudíž není ani možné na dané množině vstupních parametrů určit maxima a minima případně gradienty této funkce. V takovém případě je vhodné použít genetický algoritmus.

V programovém prostředí Amesim je hledáno globální minimum cílové funkce, která je definována jako rozdíl vypočítaných výstupních parametrů a jejich požadované hodnoty. Lze tak definovat nejen dosažení určité hodnoty v daném čase, ale i např. časový průběh křivek, kombinace výstupních parametrů apod.

Při návrhu šoupátkových spínaných rozváděčů se obvykle hledá nejlepší možné řešení pro:

- maximální spínaný výkon (výkonovou křivku),
- minimální tlakovou ztrátu v otevřeném – tj. sepnutém stavu a
- vyrovnané spínací a odepínací časy.

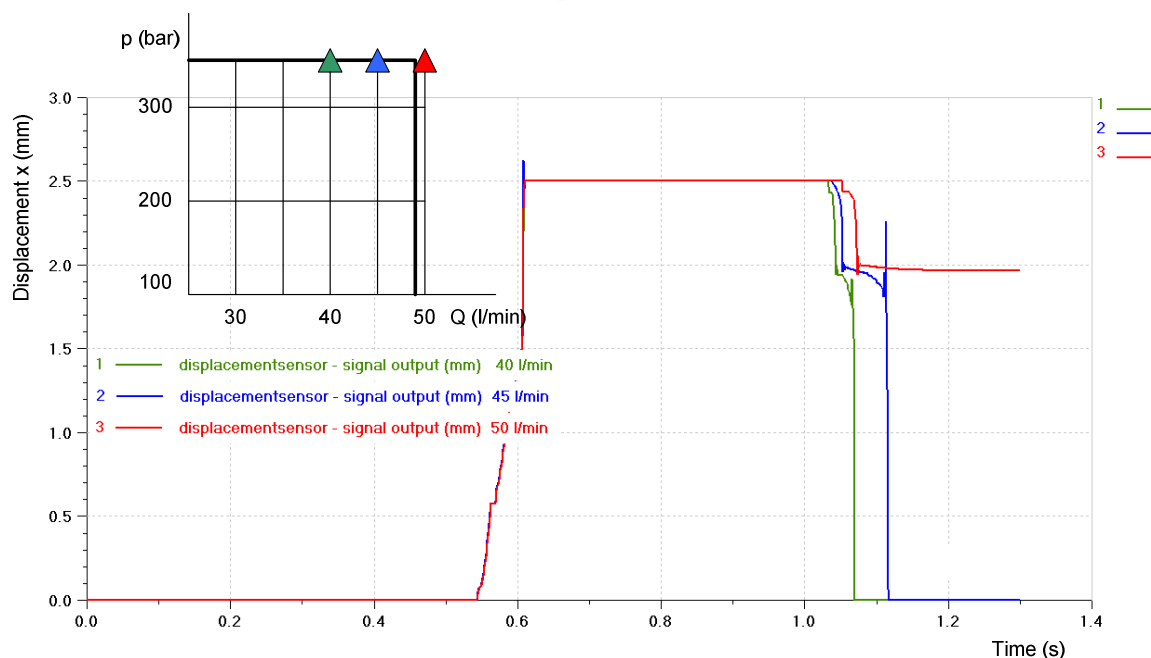
Při volbě výstupních parametrů pro optimalizaci výkonové křivky lze využít závislosti spínacích časů na odlehlosti použitého vstupního tlaku a průtoku od výkonové křivky. Na obr. 5.2 je znázorněna souvislost mezi odepínacími časy a bodem na výkonové

křivce. Ve středu obrázku je časová závislost polohy šoupátka při sepnutí a odepnutí pro vstupní tlak 35 MPa a různé průtoky. Lze dovodit, že pokud budou dvě různá nastavení ventilu (tudíž dva různé odepínací časy) pro jeden pracovní bod (průtok, tlak), potom vyšší výkonovou křivku bude mít ventil s nižším odepínacím časem. Proto je možné jako výstupní parametr zvolit čas sepnutí a odepnutí.

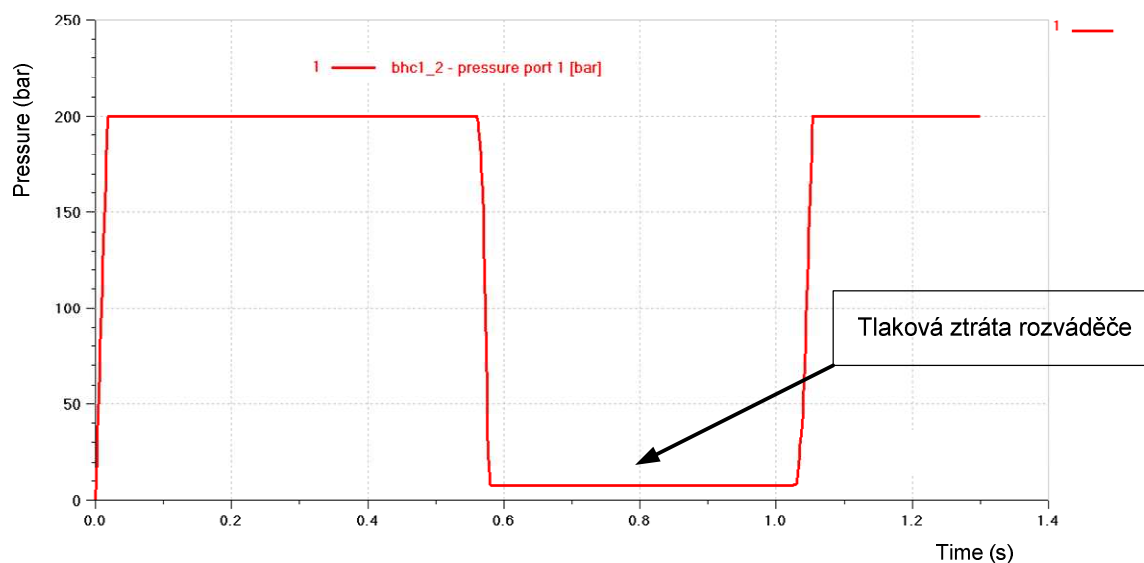
Pro funkci rozváděče je důležité, aby čas sepnutí byl velmi blízký času odepnutí. Pro splnění této podmínky lze rovněž výše uvedené výstupní parametry – tj. spínací časy – využít.

Tlaková ztráta je z konstrukčního hlediska závislá na zdvihu rozváděče za předpokladu, že ostatní rozměry (průměr šoupátka, tvary kanálů) jsou dány. Zdvih lze snadno ovlivnit délkou kolíku v magnetu. Výstupním parametrem je tlak při konstantním průtoku sepnutým rozváděčem, který lze rovněž snadno stanovit po odeznění přechodového děje (obr. 5.3).

Pro optimalizaci výkonových křivek a vyrovnanost spínacích a odepínacích časů jsou výstupními parametry spínací a odepínací časy. Pro optimalizaci tlakové ztráty je výstupním parametrem vstupní tlak při sepnutém stavu rozváděče.



Obr. 5.2 Vztah odepínacích časů a výkonové křivky



Obr. 5.3 Tlaková ztráta

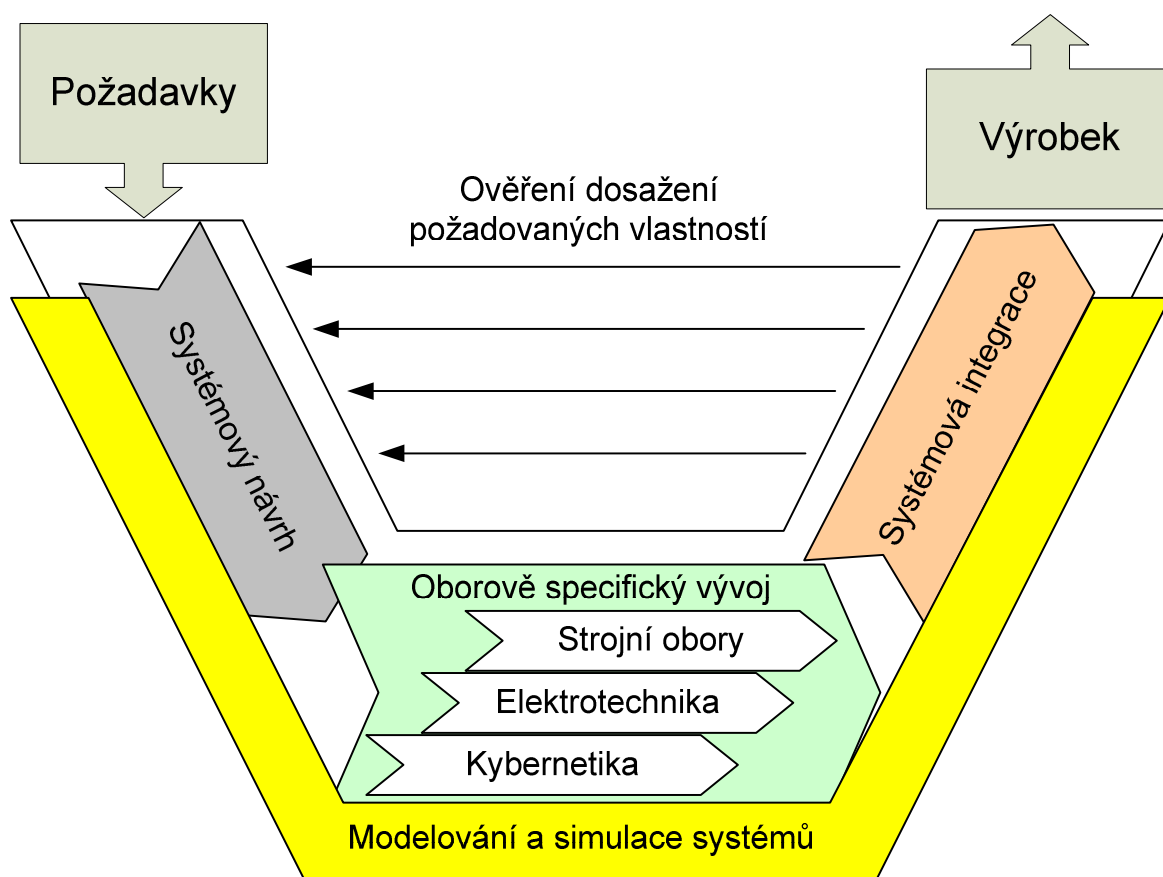
6. Metodika návrhu šoupátkových rozváděčů

Vývoj mechatronických systémů byl a často ještě je charakterizován izolovaným vývojem jednotlivých komponent, které byly až poté integrovány do celku. Hovoří se o tzv. „bottom-up-design“ metodě. Tento postup má zjevnou nevýhodu a omezení v tom, že vlastnosti jednotlivých dílčích komponent nemusí optimálně sledovat cílové vlastnosti systému. Popsanou nevýhodu eliminuje metoda „top-down“. Postup je obecně popsán v literatuře [VDI 2206, 2004]. Hovoříme o V – cyklu, jak je znázorněno na obr. 6.1.

Kdybychom chtěli V – cyklus aplikovat „absolutně“, jednalo by se o kaskádu mikrocyklů. Vezmeme-li v úvahu např. NC soustruh a vývoj hydraulického rozváděče pro upínání, jednalo by se o posloupnost

NC soustruh – vřetení – upínání – hydraulický agregát – rozváděč.

V praxi je podobný postup, kdy proběhne systémová integrace v celém řetězci, řídký, využívá se u vývoje zcela nových a specifických strojů a zařízení (např. letadla). V obvyklých případech je nezbytné provést abstrakci požadovaných vlastností komponenty z celků vyšších úrovní, která se promítne v mikrocyklu vyvíjené komponenty v „požadavcích“ (obr. 6.1).



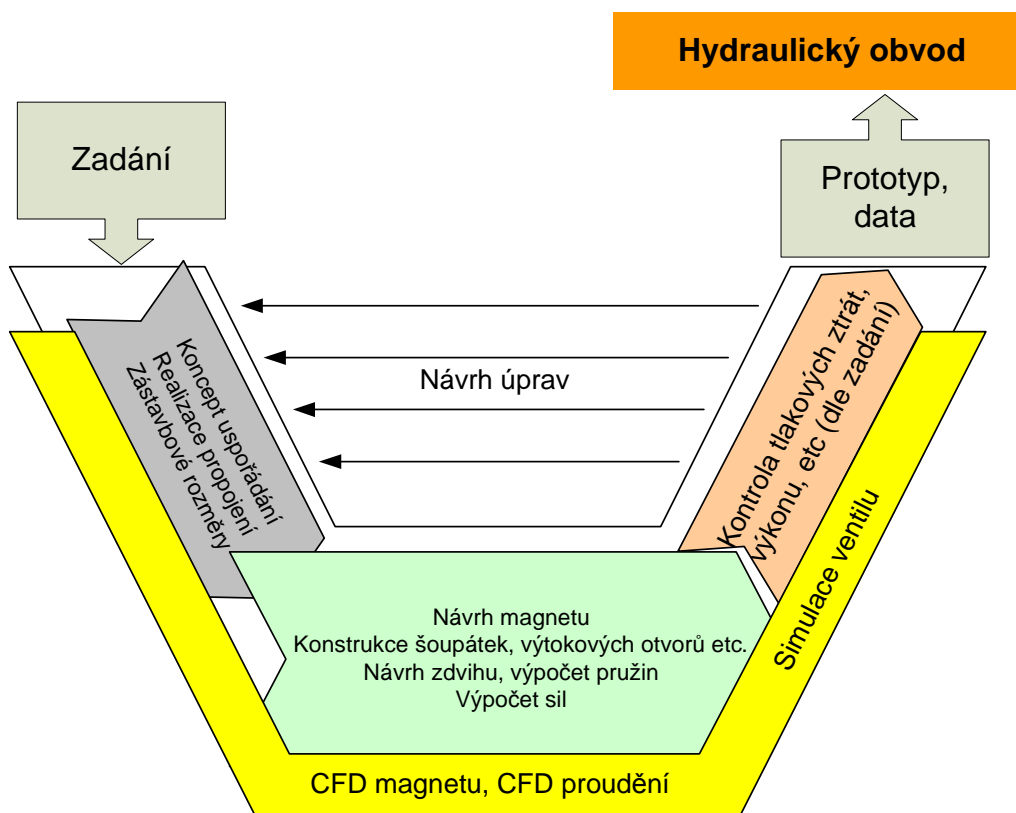
Obr. 6.1 Obecný V-cyklus

Izolovaná aplikace V – cyklu sama o sobě nezaručuje výrobek s vysokou úrovní. Proto se V – cyklus opakuje s cílem zvyšovat míru dokonalosti výrobku za současné tzv. systémové integrace.

Aplikace V-cyklu při vývoji hydraulického rozváděče je znázorněna na obr. 6.2.

Systémový návrh zahrnuje:

- koncept uspořádání, stanovení typu ventilu (vestavný, na desku), způsob ovládání (elektromagnet, hydraulické ovládání) apod.,
- způsob realizace propojení. Tím rozumíme volbu řídicího elementu (šoupátko, kuželka) a návrh jeho poloh vzhledem k řídicím hranám v zapnutém i odepnutém stavu,



Obr. 6.2 V-cyklus vývoje rozváděče

- návrh zástavbových rozměrů, jež musí splňovat požadavky na umístění ve stroji, ale i funkční předpoklady.

Fáze detailního zpracování se zabývá výpočty a návrhem:

- elektromagnetu (v případě elektromagnetického ovládání),
- výpočtem a konstrukcí šoupátka, tělesa a vratných pružin,
- výpočtem sil působících na šoupátko.

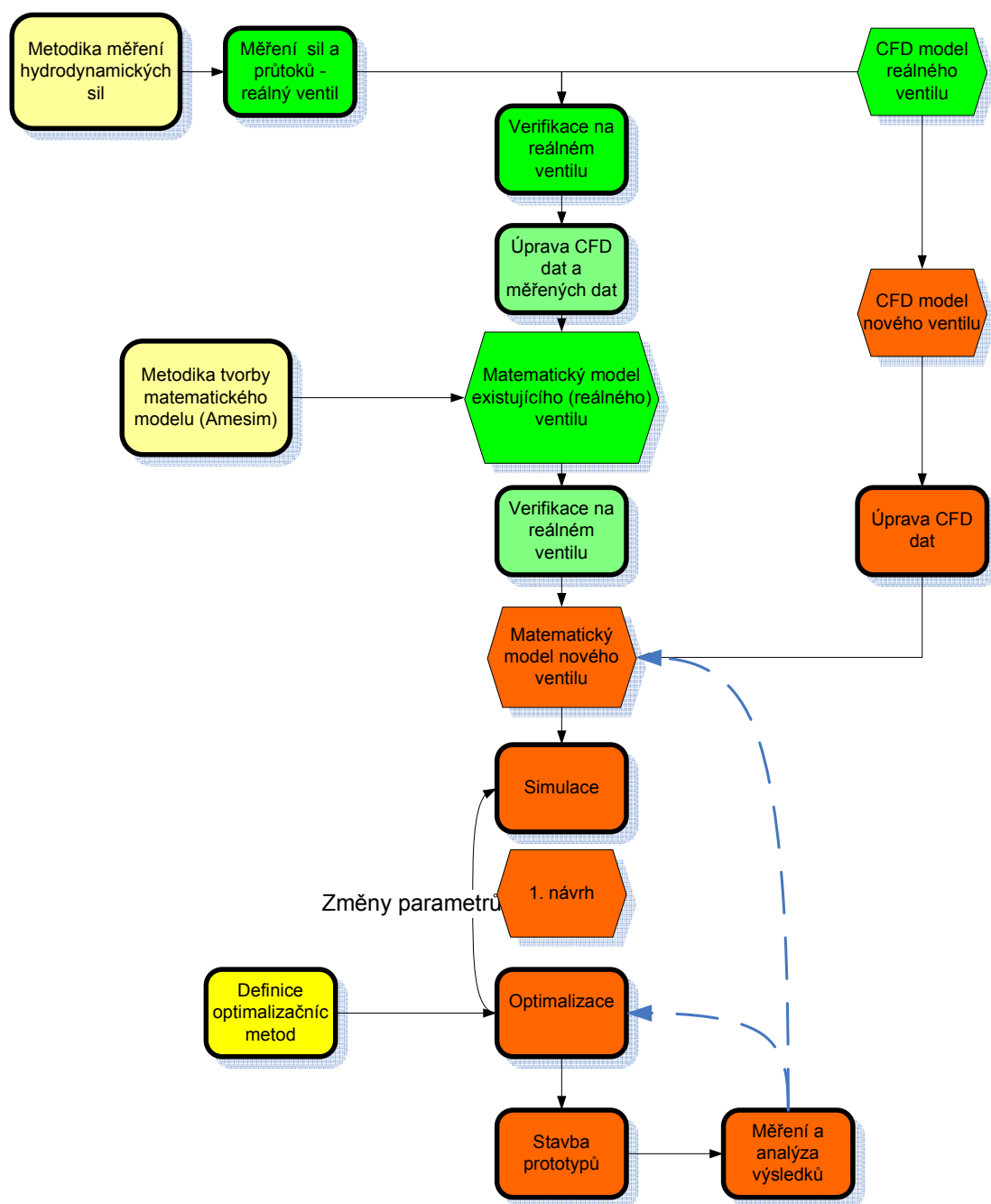
Systémová integrace zahrnuje spojení jednotlivých výsledků a verifikaci parametrů rozváděče. Nejčastěji to budou tlakové ztráty, výkonové křivky, přestavné časy apod.

Shrnutím obecných pravidel pro návrh mechatronických systémů a jejich aplikací při vývoji hydraulických rozváděčů, lze dojít k postupu, jež je patrný z obrázku 6.3.

Postup je rozvržen do čtyř kroků, které nejsou závislé na velikosti ventilu (alespoň v určitém rozsahu velikostí), nebo na jeho mechanickém uspořádání. Proto lze navrhovanou metodu do jisté míry označit jako obecnou pro šoupátkové rozváděče.

V prvním kroku se vytvoří model na základě již existujícího ventilu. Je výhodné, když se reálně existující ventil alespoň trochu svými parametry blíží cílovému (požadovanému) řešení. Dojde tak k úspoře času při verifikaci modelů. Pokud takový

výrobek neexistuje, nabízí se již v počátečních fázích vývoje postavit (vyrobit) fyzický vzorek a pomocí měření verifikovat model.



Obr. 6.3 Schéma metodiky vývoje rozváděčů

Součástí prvního vývojového kroku jsou:

- výpočty CFD a jejich verifikace s existujícím ventilem,
- vytvoření modelu magnetu nebo převzetí naměřených dat,
- sestavení matematického modelu rozváděče a jeho verifikace s reálným ventilem.

Druhým krokem je přechod od verifikovaných modelů k modelům popisujícím nový – tj. žádaný ventil. Toto se dosáhne konstrukčními úpravami a implementací těchto změn do CFD výpočtů, charakteristik magnetů a matematického modelu rozváděče.

Ve třetím kroku se provádí řada virtuálních experimentů, analýz výsledků, optimalizace a s tím spojené úpravy modelů. Zpětné vazby uvedené v obrázku 6.3 jsou pouze informativní; v oblasti virtuálního návrhu jsou přípustné všechny kroky, které mohou vést k řešení.

V rámci čtvrtého kroku se vyrobí a změří prototypy. V ideálním případě se pouze potvrdí simulované výsledky. V případě potřeby je nutný návrat k návrhu a provedení potřebných změn modelů. Je žádoucí, aby počet těchto návratů byl co nejmenší.

7. Optimalizace řady vestavných šoupátkových spínaných rozváděčů

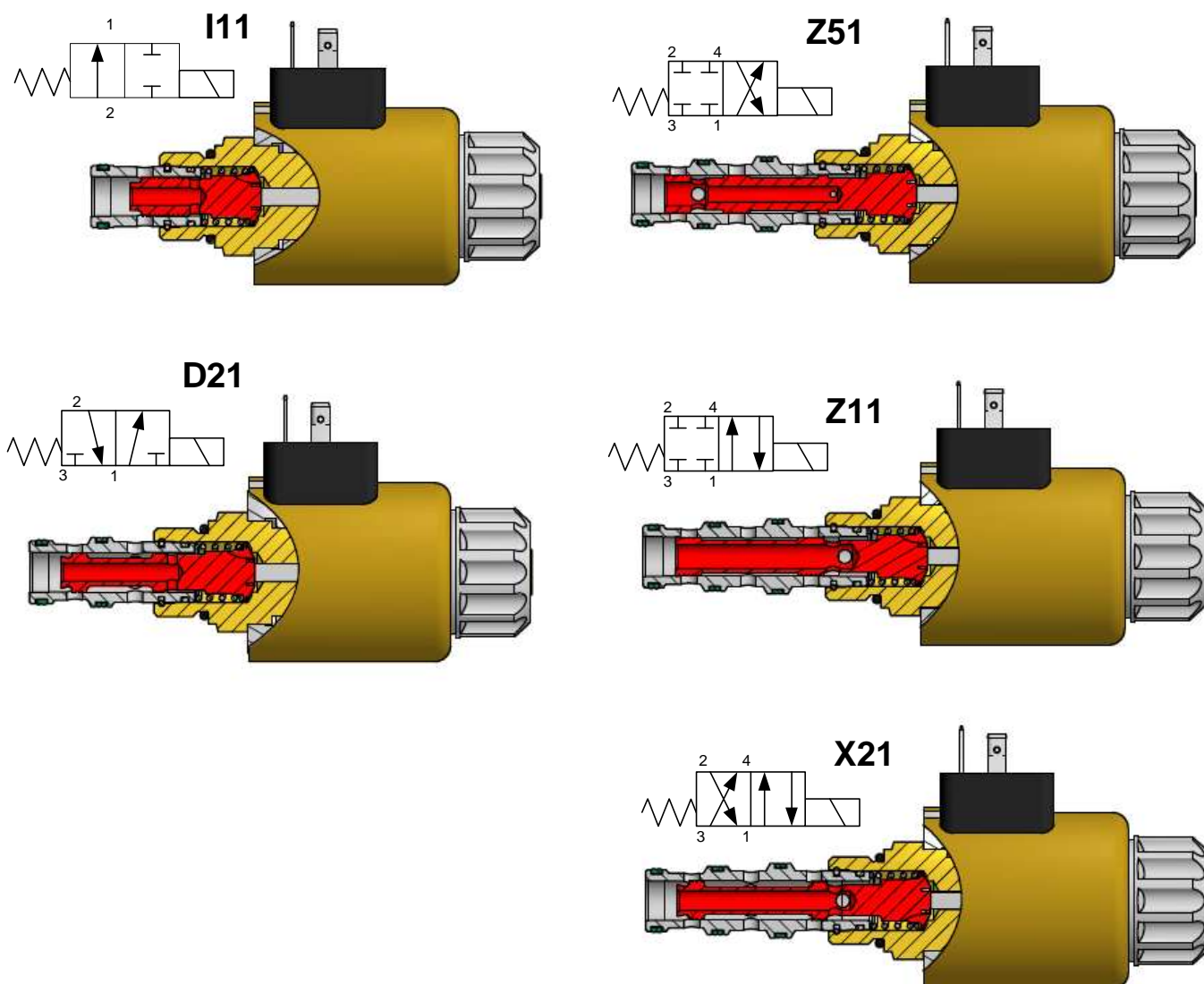
Cílem optimalizace je nalézt optimální konstrukční řešení pro typovou řadu vestavných šoupátkových rozváděčů velikosti 7/8 UNF. Typová řada obsahuje dvoucestné, třícestné a čtyřcestné rozváděče, jak je patrné z obr. 7.1.

Pro funkci spínaných rozváděčů jsou nejdůležitější dva parametry:

- spínaný výkon (je určen součinem tlakového spádu a průtoku), přičemž maximální tlakový spád je normativně určen na 35 MPa. Úlohou je najít řešení, kdy při tomto tlakovém spádu je průtok maximální. Další podmínkou je, aby spínaný výkon byl při spínání a odepínání pokud možno stejný.
- minimální možná tlaková ztráta v jednotlivých propojeních.

Obě tyto podmínky musí platit současně.

Na základě těchto cílů budou v dalším odvozeny cílové funkce, kterými bude optimalizační výpočet řízen.



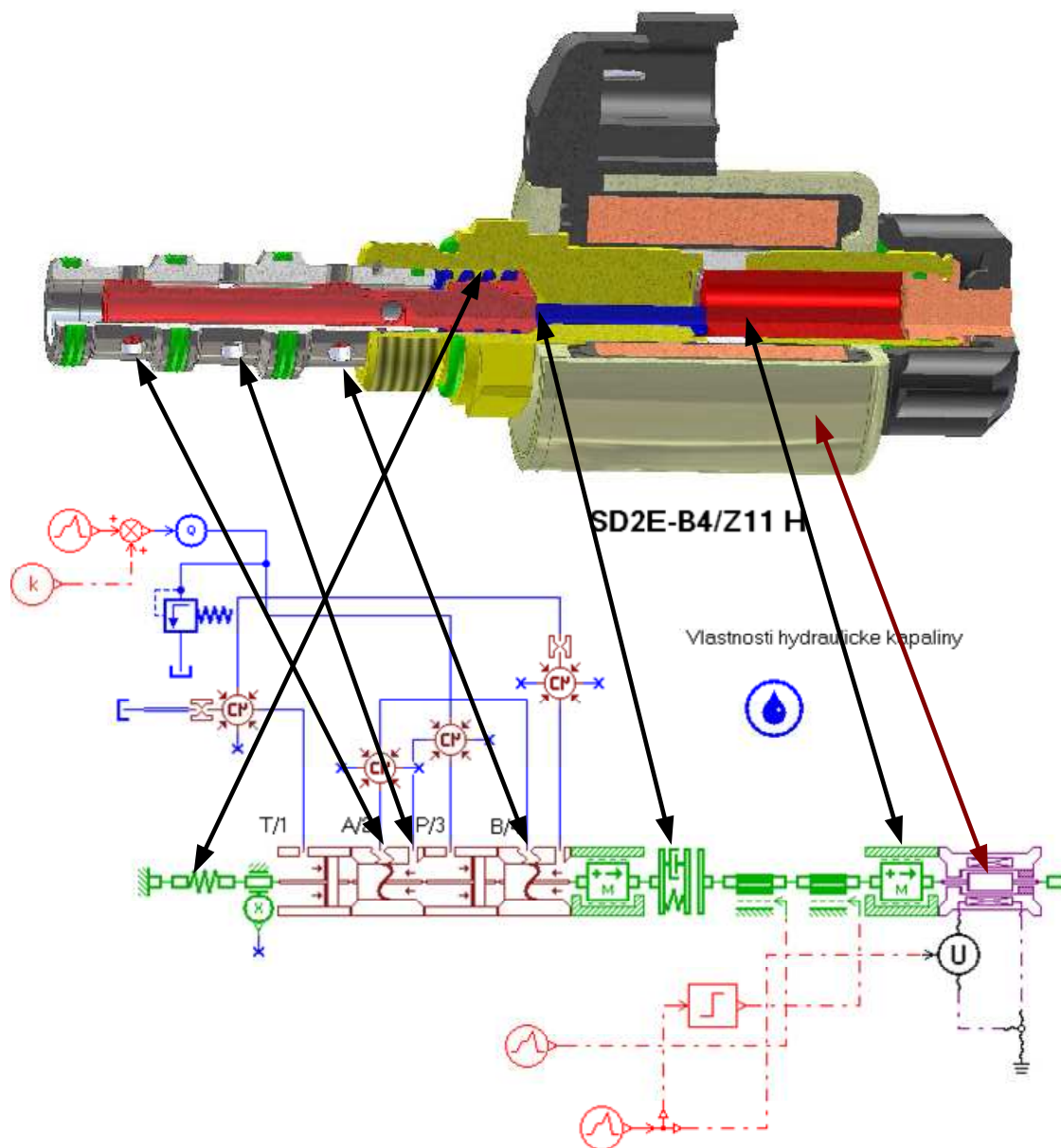
Obr. 7.1 Typová řada rozváděčů

Při zadání rodiny rozváděčů byla definována řada omezení ve formě předem určených prvků a podmínek:

- zástavbové rozměry (jsou dány z velké části normou),
- způsob zkoušení a vyhodnocování výkonových křivek,
- pracovní a zkušební teploty,
- druh použitých elektromagnetů a některé další.

Tyto parametry budou v dalším považovány za konstantní a procesu optimalizace se nezúčastní.

Matematické modely ventilů jsou sestaveny pomocí knihoven Amesim. Příklad je patrný z obr. 7.2.



Obr. 7.2 Model ventilu v programu Amesim

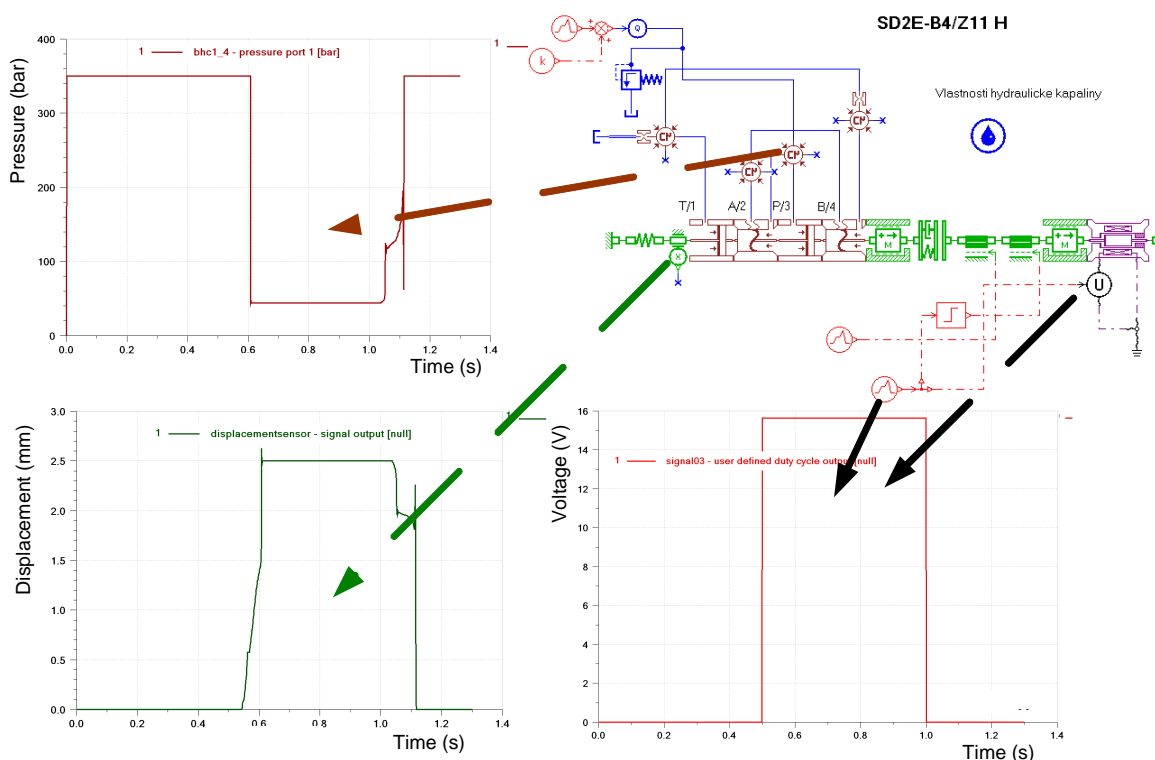
Model byl při sestavování rozšířen o následující komponenty :

- model „okolí“ ventilu (tj. zdroj, přívodní vedení, měřicí kostky atd.),
- model tření šoupátka a magnetu,
- výsledky numerických výpočtů proudění pro každou škrticí hranu,
- zjištěné charakteristiky magnetu.

Řízenou (vstupní) veličinou je napětí, které je skokově měněno z nuly na hodnotu, která odpovídá hodnotě zjištěné při oteplovací zkoušce. Sledovanou výstupní veličinou

je potom poloha šoupátka (v programu označená jako „displacement sensor_signal output“) a tlaková ztráta určená z tlaku před ventilem (viz obr. 7.3).

Pro každý člen typové řady ventilů je sestaven model, který odpovídá reálnému zapojení ventilu při měření výkonových křivek a tlakových ztrát.



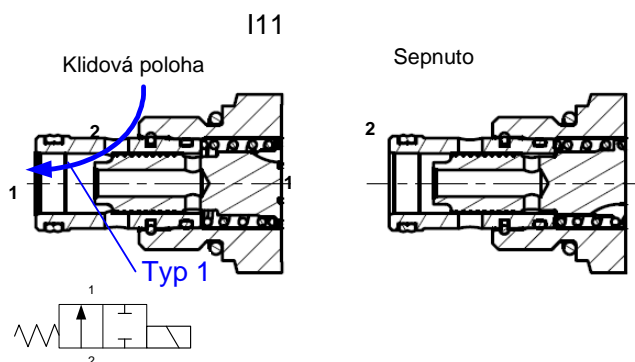
Obr. 7.3 Místa odečítání veličin

Pro modelování tření mezi šoupátkem a pouzdrem a kotvou a trubkou elektromagnetu je použit model LuGre. Parametry modelu jsou nastaveny na základě naměřených hodnot třecích sil při různých rychlostech pohybu. Pro tento účel jsou sestaveny zvláštní modely v programu Amesim, které odpovídají reálnému měření. Tím je dosaženo porovnatelnosti naměřených a simulovaných výsledků.

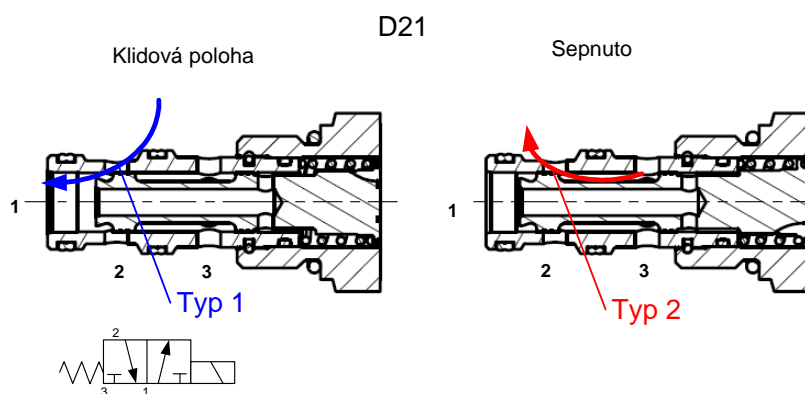
7.1 Modely proudění

Typová řada vestavných rozváděčů obsahuje celkem 5 ventilů. Analýzou jednotlivých ventilů lze dojít k závěru, že celá typová řada obsahuje jen 6 různých geometrií vtokových a výtokových hran, jež jsou na obr. 7.4 až 7.8 označeny jako „typ“. Rozumí se tím „typ“ průtoku daným ventilem. Numerickým výpočtem bylo ověřeno, že hydrodynamická síla a

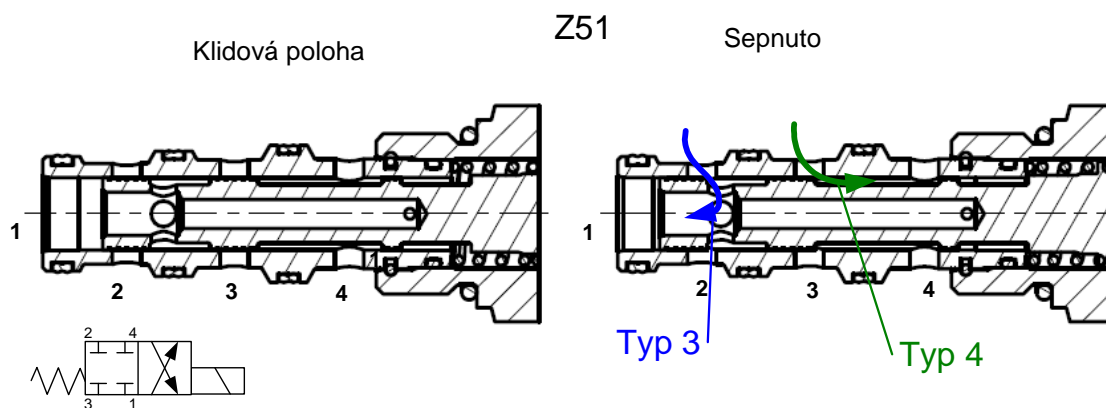
průtok při daném tlakovém spádu pro propojení I11, D21 a X21 v klidové poloze (obr. 7.4, 7.5 a 7.8) jsou identické, resp. rozdíly ve vypočtených hodnotách lze zanedbat.



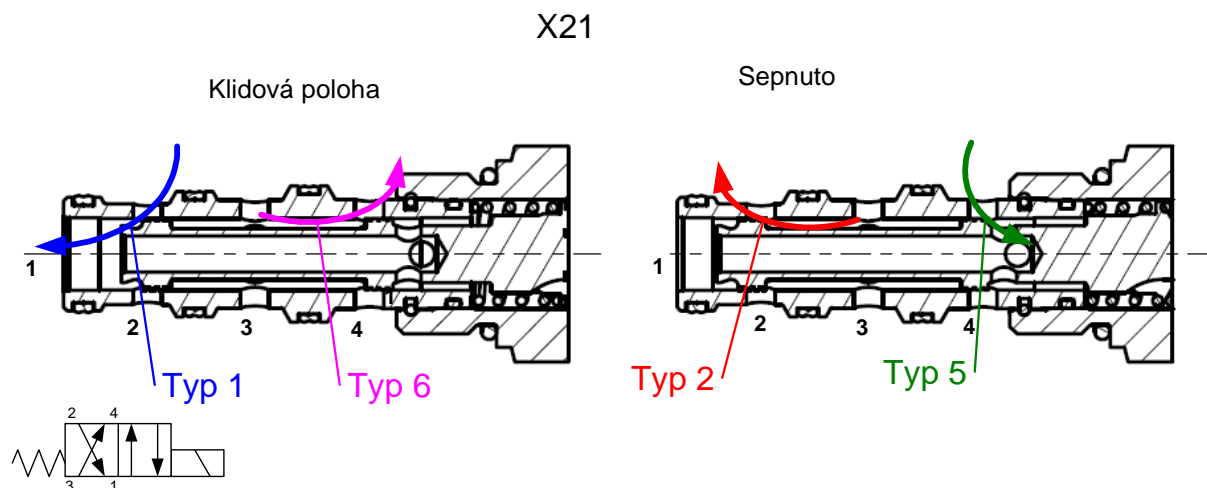
Obr. 7.4 Směr průtoku ventilem I11



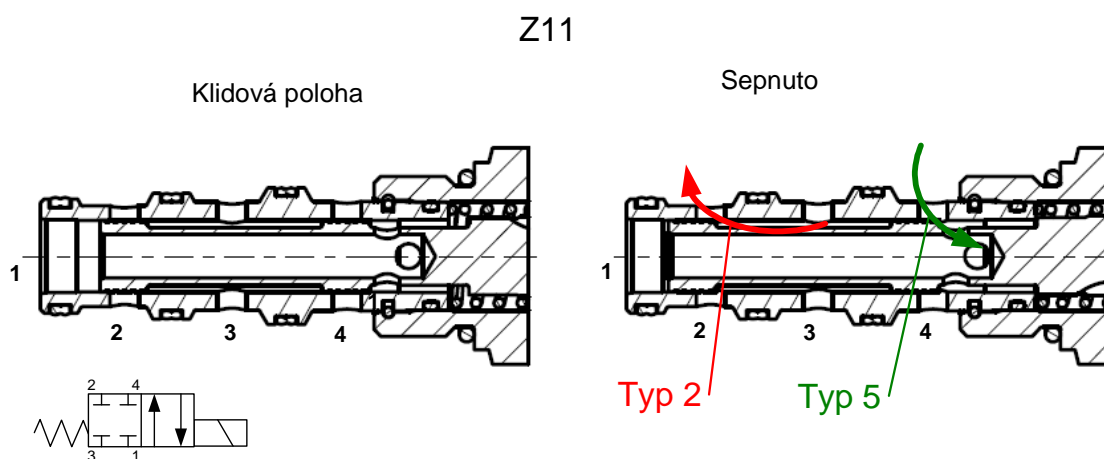
Obr. 7.5 Směr průtoku ventilem D21



Obr. 7.6 Směr průtoku ventilem Z51



Obr. 7.7 Směr průtoku ventilem X2

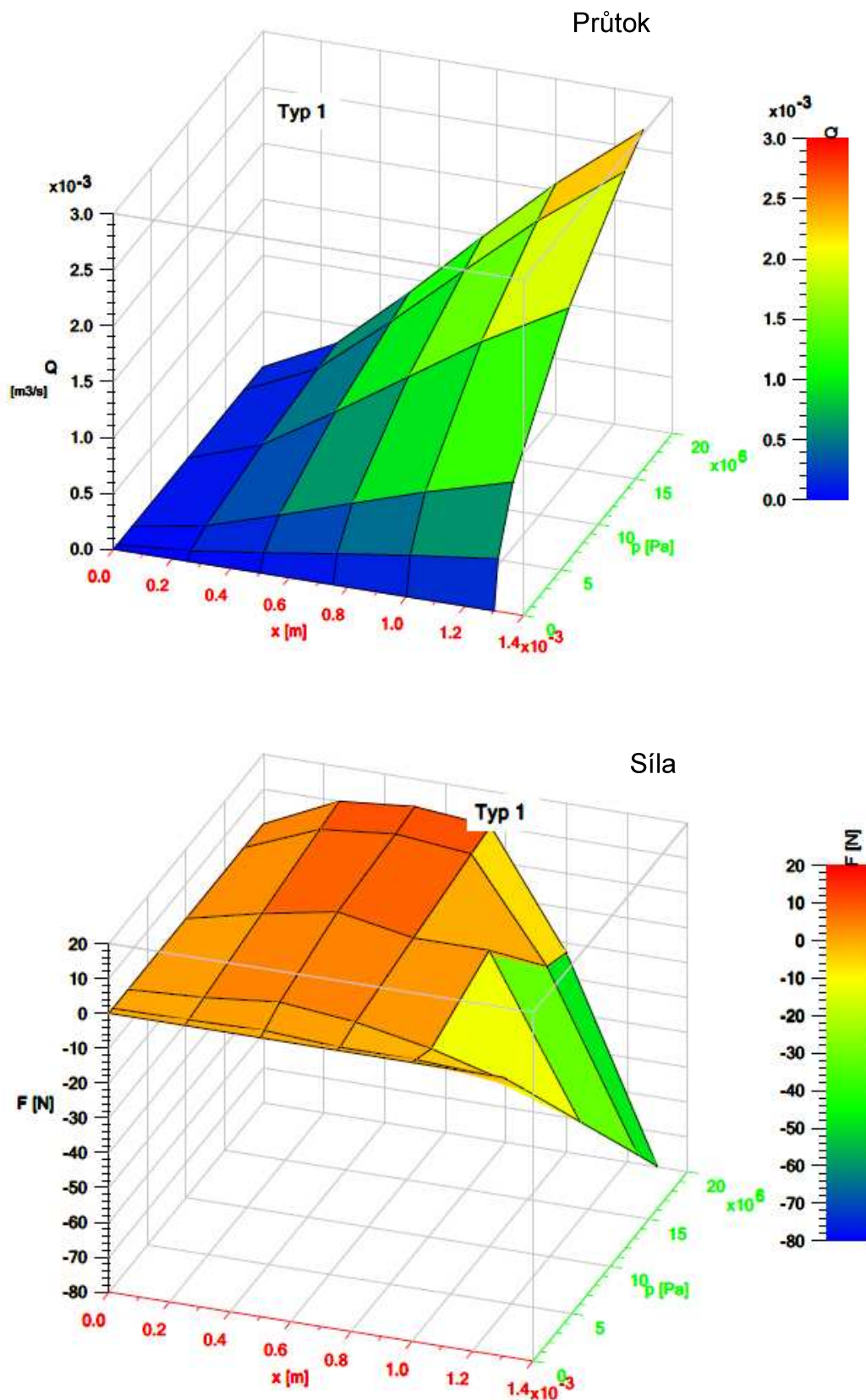


Obr. 7.8 Směr průtoku ventilem Z11

Pro každou geometrii (typy 1 až 6) byla vypočítána axiální síla působící na šoupátko a průtok pro různá otevření mezery a různé tlakové spády. Otevření škrticí mezery byla zvolena tak, aby byla co nejbližší maximům, minimům nebo inflexním bodům sil a průtoků. Pro výpočet to jsou otevření 0,25, 0,5, 0,75 a 1,3 mm. Tlakové spády jsou 0,5, 2,5, 10, 17,5 a 20 MPa.

Příklad výsledku numerického výpočtu pro škrticí hranu typu 1 je na obr. 7.9.

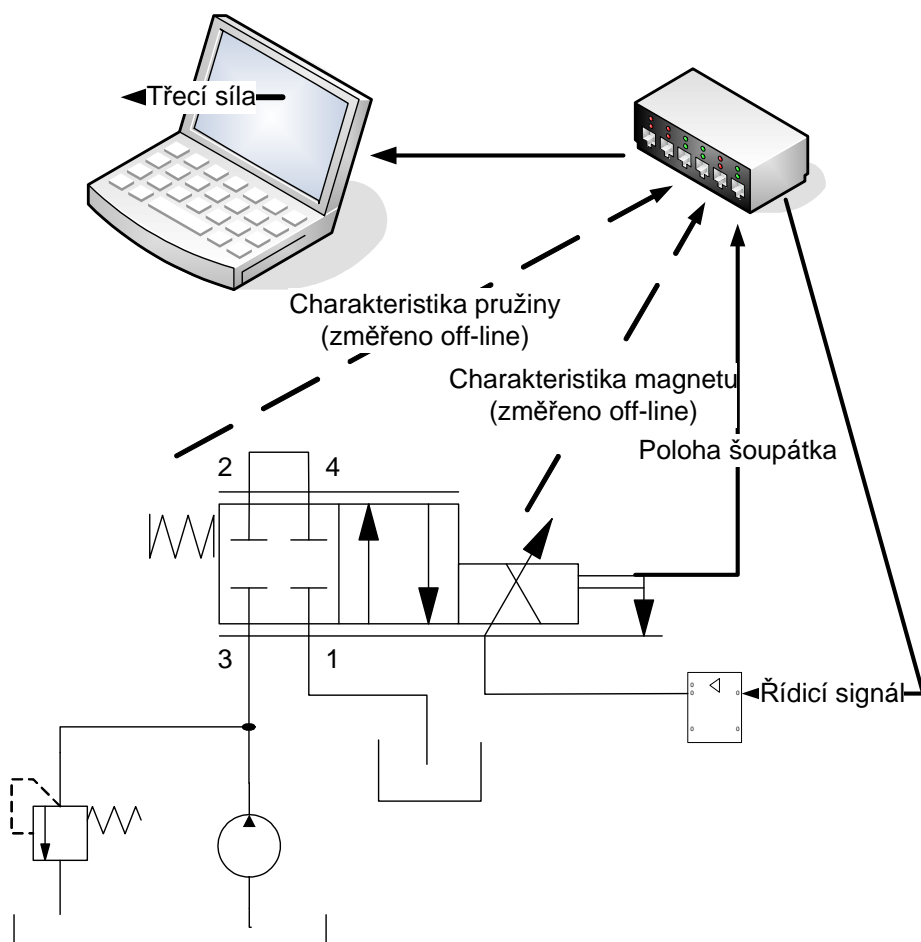
Verifikace je provedena pomocí tzv. „neinvazní“ metody. Ventil je vybaven snímačem polohy a rovněž je osazen proporcionálním magnetem, který má díky své konstrukci menší



Obr. 7.9 Průběh průtoku a síly na hraně typu 1

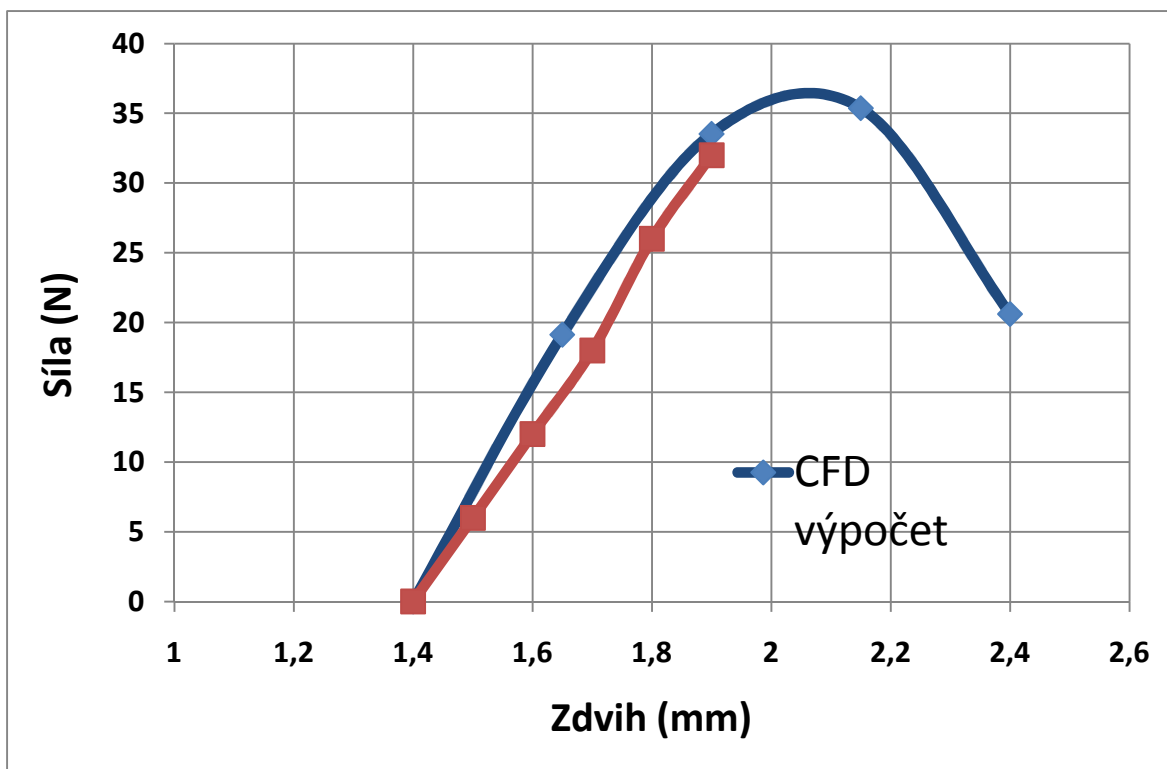
tření. Na šoupátko rozváděče působí síla magnetu, vratné pružiny, třecí síly a síly vzniklé prouděním kapaliny. Jestliže změříme dostatečně přesně tuhost vratné pružiny a její

předepnutí, charakteristiku – síla – dráha elektromagnetu pro pole řídicích proudů, pak lze z polohy šoupátka měřenou snímačem polohy vypočítat součet třecích a hydrodynamických sil působících na šoupátko. Schéma měření je na obr. 7.10.



Obr. 7.10 Schéma verifikačního měření hydrodynamických sil

Na obr. 7.11 je porovnání naměřených výsledků a hodnot získaných numerickým výpočtem. Z grafu je patrné, že shoda je velmi dobrá. Lze tedy konstatovat, že zvolený turbulentní model – přes uvedená zjednodušení - i výpočtové konstanty, vyhovují a dávají správné a použitelné výsledky.



Obr. 7.11 Porovnání naměřených a simulovaných průběhů hydrodynamických sil rozváděče Z51, směr 3-4

7.2 Volba parametrů optimalizace

Způsob volby parametrů je popsán v kapitole 5. Pro vlastní provedení optimalizace (realizaci optimalizačního algoritmu) je nutné stanovit

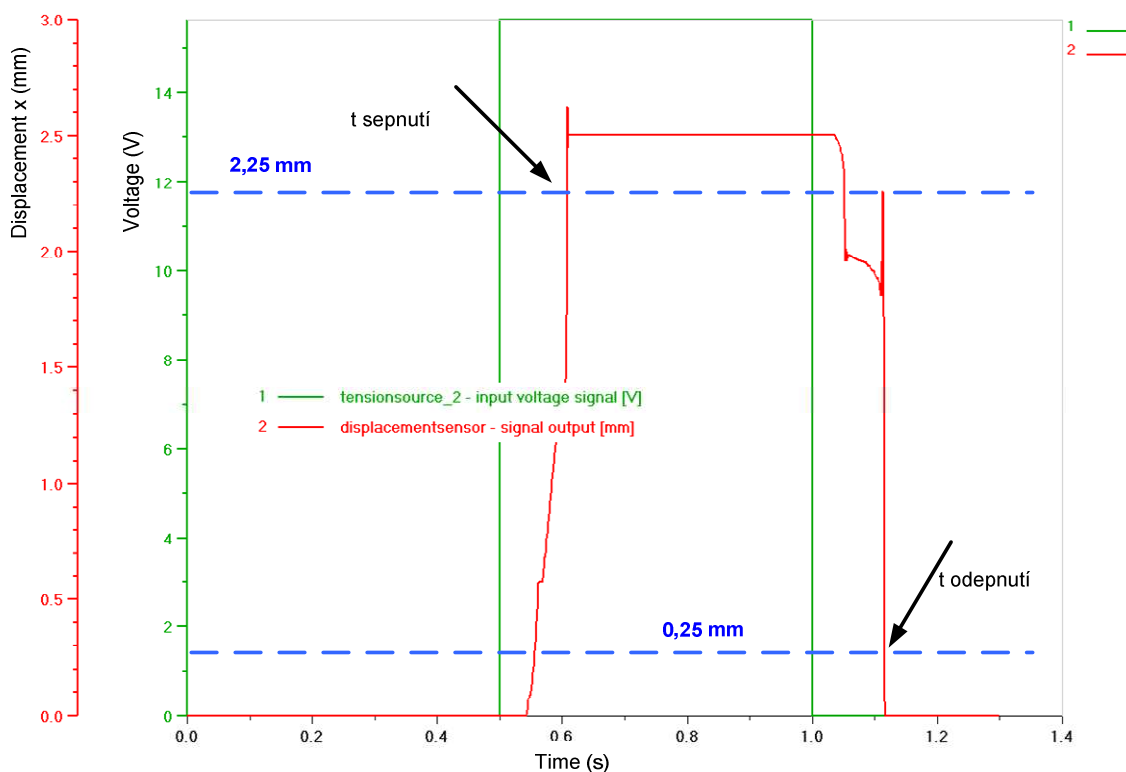
- cílovou funkci,
- vstupní parametry,
- výstupní parametry a
- optimalizační algoritmus.

Pro hodnocení zkoumané rodiny šoupátkových rozváděčů jsou zvoleny 3 cílové funkce (optimalizační kritéria):

- čas sepnutí,
- čas odepnutí a
- tlaková ztráta ventilu v otevřeném stavu.

Nastavení kritérií je patrné z obrázku 7.12 a 7.13.

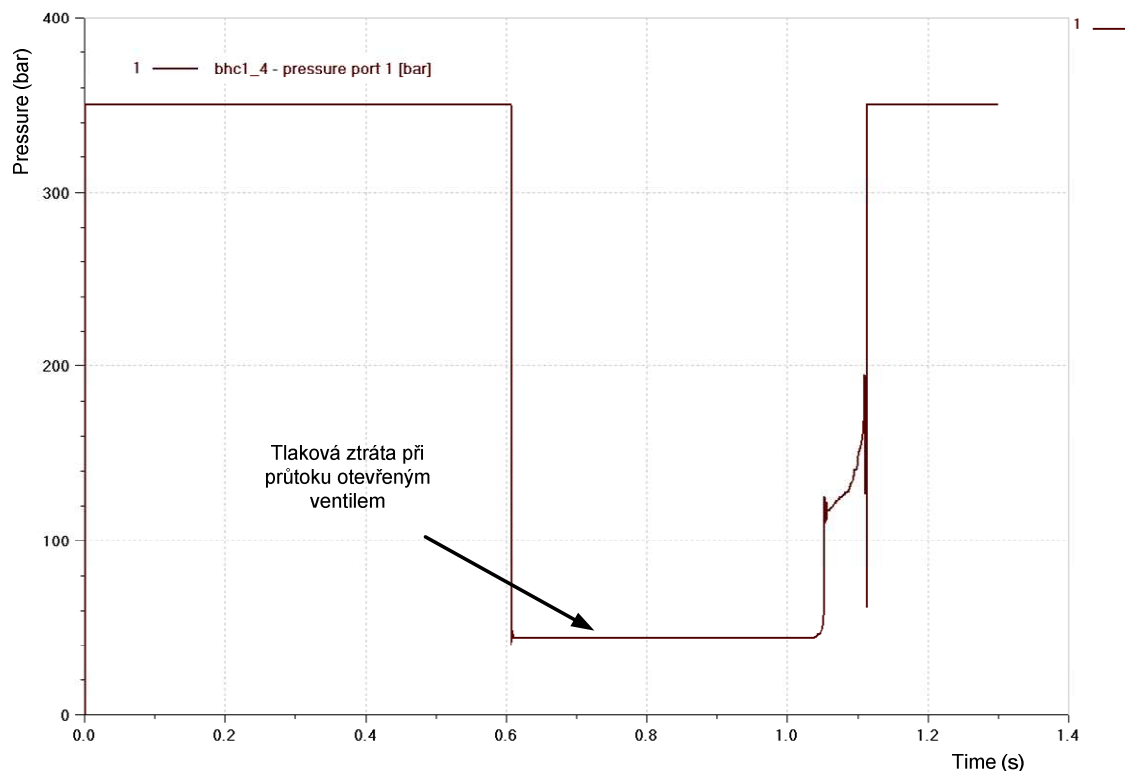
Cílová funkce pro čas sepnutí je definována jako čas, za který dosáhne poloha šoupátka polohy (zdvihu) 2,25 mm. Podobně je definována cílová funkce pro čas odepnutí: stanoví se čas, kdy šoupátko se vrátí do polohy 0,25 mm. Výstupním parametrem je poloha šoupátka, jež je v modelu odečtena v bloku pro výstup polohy. Cílová funkce pro tlakovou ztrátu je dána tlakem ve vstupním kanálu rozváděče v časovém intervalu, kdy je rozváděč v sepnutém stavu. Výstupním parametrem je tlak ve vstupním kanále.



Obr. 7.12 Vyhodnocení času sepnutí a odepnutí

Vstupní parametry jsou takové, které se během optimalizačního procesu mění. Jejich analýza a volba – tj. zjištění vlivu na cílovou funkci – je provedena výše popsanou metodou DOE (Design of Experiment). Výsledkem je volba tří vstupních parametrů:

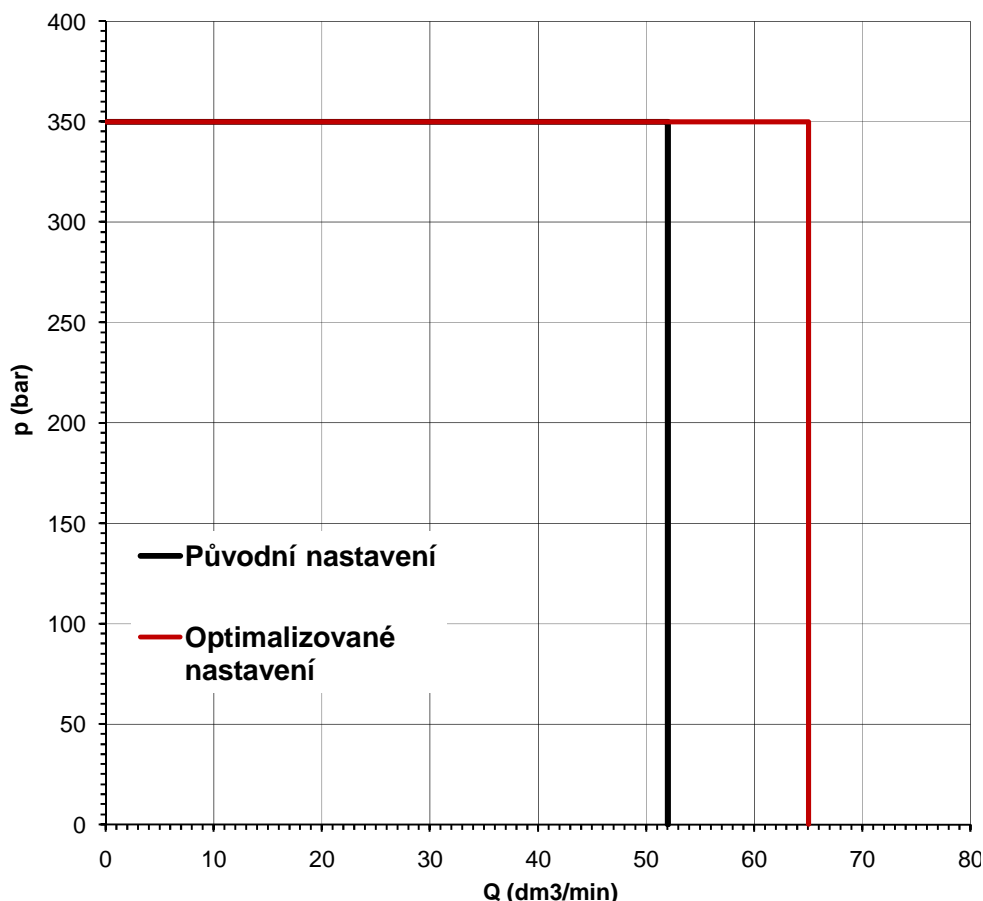
- zdvih šoupátka,
- tuhost vratné pružiny a
- síla předeprnutí vratné pružiny.



Obr. 7.13 Vyhodnocení tlakové ztráty

7.3 Výsledky optimalizace šoupátkových spínaných rozváděčů

Pro účely verifikace modelů byly změřeny rozváděče, u nichž byl zvolen zdvih, předepnutí pružiny a její tuhost podle dosavadních zkušeností. Získané výsledky byly porovnány s hodnotami simulovanými. Vzhledem k tomu, že byla dosažena dobrá shoda obou charakteristik, bylo přistoupeno k optimalizaci. Příklad výsledků optimalizace výkonové křivky rozváděče Z51 je na obr. 7.14. Podobným způsobem byly optimalizovány všechny ventily zkoumané typové řady. Celkový přehled původních i optimalizovaných parametrů je v tab. 7.1.



Obr. 7.14 Výkonová křivka optimalizovaného a neoptimalizovaného rozváděče Z51

Z výsledků shrnutých do tabulky 7.1 lze učinit následující závěry:

- u všech rozváděčů došlo ke zlepšení výkonové křivky. Výjimkou je ventil D21, kde již bylo ze zkušenosti zvoleno nastavení, které se blíží optimálnímu,
- výsledky optimalizace byly u rozváděčů Z51 a X21 verifikovány měřeními, přičemž byly použity již existující pružiny. Hodnoty tuhostí a předepnutí neodpovídají tudíž přesně navrženým optimalizací. Přesto jsou výsledky verifikace pozitivní,
- zvětšení zdvihu (a tedy zmenšení tlakové ztráty) bylo možné jen u rozváděče X21. Důvodem je klesající průběh síly elektromagnetu při zdvizích nad 2 mm.

Výsledky optimalizace potvrzují správnost zvoleného postupu od sestavení modelů až po způsob optimalizace. Zvolený postup je využitelný v praxi.

| Typ | Simulace / měření | Tuhost pružiny c (N/m) | Předepnutí pružiny F1 (N) | Zdvih šoupátka x (mm) | Vstupní tlak p (Mpa) | Průtok Q (l/min) |
|------------|-------------------------------------|---------------------------|------------------------------|--------------------------|-------------------------|---------------------|
| I11 | Původní nastavení | 11600 | 7 | 2,5 | 35 | 55 |
| | Optimalizované nastavení - simulace | 20600 | 7,8 | 2,5 | 35 | 65 |
| | Optimalizované nastavení - měření | Neměřeno | | | | |
| D21 | Původní nastavení | 800 | 11,2 | 2,5 | 35 | 50 |
| | Optimalizované nastavení - simulace | 470 | 18,6 | 2,5 | 35 | 50 |
| | Optimalizované nastavení - měření | Neměřeno | | | | |
| Z11 | Původní nastavení | 25200 | 12,6 | 2,5 | 35 | 42 |
| | Optimalizované nastavení - simulace | 26000 | 19,1 | 2,5 | 35 | 45 |
| | Optimalizované nastavení - měření | Neměřeno | | | | |
| Z51 | Původní nastavení | 11600 | 7,1 | 2,8 | 35 | 57 |
| | Optimalizované nastavení - simulace | 18880 | 7,13 | 2,8 | 35 | 66 |
| | Optimalizované nastavení - měření | 17400 | 7,1 | 2,8 | 35 | 64 |
| X21 | Původní nastavení | 25200 | 25,2 | 2,5 | 35 | 25 |
| | Optimalizované nastavení - simulace | 25100 | 19,5 | 2,6 | 35 | 28 |
| | Optimalizované nastavení - měření | 24000 | 20 | 2,6 | 35 | 32 |

Tab. 7.1 – Výsledky optimalizace

9. Závěr

Cílem předpokládané práce bylo

- navrhnout spojení výsledků numerických výpočtů sil vzniklých prouděním kapaliny,
- navrhnout a ověřit optimalizační metodu pro typovou řadu spínaných rozváděčů a
- vytvořit metodiku pro návrh šoupátkových spínaných a proporcionálních rozváděčů.

V kapitole 2 je popsán současný stav řešené problematiky. Vedle rychlého rozvoje výpočetních programů pro matematické modelování jednotlivých komponent mechatronického systému, jsou práce integrující jednotlivé dílčí výsledky do systematického návrhu sporadické.

Pro modelování, simulaci a dosažení správných výsledků je důležitá volba a sestavení matematických modelů. Ve čtvrté kapitole jsou uvedeny teoretické základy numerických modelů proudění, příklady blokově orientovaných modelů rozváděče a zdůrazněny výhody fyzikálního modelování. Je zde navrženo propojení numerických výpočtů proudění s programem Amesim, které je v dalších kapitolách aplikováno na typovou řadu rozváděčů a následně ověřeno výpočtem a měřením.

V kapitole 5 je navržena optimalizační metoda, která má za cíl najít nejlepší výkonovou křivku a zároveň snížit výkonové ztráty. Metoda byla použita při optimalizaci parametrů typové řady rozváděčů, jež je podrobně popsána v kapitole 7. Výsledky potvrzené měřením vyrobených rozváděčů ukazují oprávněnost a význam použití optimalizačních metod při řešení podobných úloh.

V kapitole 6 je rozveden postup při návrhu hydraulických rozváděčů a navržena metodika postupu vývojových prací. Je založena především na využití modelování a simulace s cílem úspory nákladů a průběžné doby vývojového cyklu. Část metodiky je použita a ověřena při optimalizaci typové řady ventilů, kde se prokazuje její vhodnost.

Předkládaná práce splnila v úvodu vytyčené cíle a může být vodítkem pro průmyslovou praxi a další, navazující studie, které prohloubí získané poznatky.

Abstract

The subject of the thesis is the design and optimization of construction of solenoid on/off and proportional hydraulic direction valves. At the same time, it aims to provide a generally valid methodology applicable to the development of direction valves.

Modelling and simulation methods are engaged in the solution with the aim to reduce considerably the duration of the development cycle. Thanks to the possibility to carry out large number of virtual experiments also led to a higher quality final design.

Mathematical models are compiled by using physical modelling in a programming environment Amesim. The CFD numerical models are used to simulate the forces resulting from the fluid flow through the valve. The simulated results of the flow – flow rate through the valve and the forces acting on the spool - are incorporated into the valves' models used in the Amesim program.

The paper describes the optimization by using genetic algorithms. The aim of the optimization is to increase the switching performance of valves and to reduce the pressure losses.

Theoretical conclusions are verified in the optimization of a type range of cartridge solenoid direction valves, which contains five valves interconnected by variously configured port connections.

The optimization results show that on four out of five valves it is possible to increase the switching performance thanks to the optimal settings of the springs as opposed to the original, on experience based settings. The results of tests carried out on two valves were verified by measuring the results of calculations, and a very good concurrence was achieved.

The process and individual steps in the optimization of the type range of direction valves are based on the proposed methodology, which relies on the general theory of design of mechatronic systems, applied to the hydraulic control elements. The proposed methodology proves to be functional, effective and very useful in the development and construction of distributors.

Seznam použité literatury

ARGO-HYTOS. *Katalog*. 2009.

BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G.; SHEARER, S.L. *Fluid Power Control*. Wiesbaden, 1966.

BLEJCHAŘ, T. *Matematické modelování nestacionárního proudění, kavitace a akustických projevů v hydraulickém ventilu*. Doktorská disertační práce, VŠB-TU Ostrava, 2005.

BORGHI, M.; MILANI, M.; PAOLUZZI, R. Influence of notch shape and number of notches on the metering characteristics of hydraulic spool valves. In *International journal of Fluid Power*, Volume 6, Nr.2, p.5, 2005.

CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Technická univerzita v Liberci, 2006. ISBN 80-7372-067-1.

ČSN ISO 6403.

DRÁŽDIL, M. *Základy elektrohydraulických analogií*. Vysoká škola báňská v Ostravě, 1969. Č.s. 445.

EXNER, H. und Autorengemeinschaft. *Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik-Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr a. Main, 1991. ISBN 3-8023-0619-8.

KLEIN, A.; GRAETZ, U.; SCHINDLER, J.; SANDERS, D. Mechatronics - a new Challenge for Hydraulic Simulation. In *4th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2004, Volume 1.

KOZUBKOVÁ, M.; DRÁBKOVÁ, S. *Numerické modelování proudění*. VŠB-TU Ostrava, 2003. Elektronická skripta.

NEPRAŽ, F.; NEVRLÝ, J.; PEŇÁZ, V.; TŘETINA, K. *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Bosch Rexroth, spol. s r.o., 2002. ISBN 80-214-2187-8.

NOSKIEVIČ, P. Fyzikální modelování hydraulického pohonu. In *Sborník 20. Mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*, Praha, 2008. ISBN 978-80-02-02074-5.

NOSKIEVIČ, P. 1999. *Modelování a identifikace systémů*. Monatex. ISBN 80-7225-030-2.

NOSKIEVIČ, P. 1992. *Řízení elektrohydraulických pohonů*. VŠB-TU Ostrava.

NOSKIEVIČ, P. Tekutinové systémy a mechatronika. In *Sborník 19. Mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*, Praha, 2006. ISBN 80-02-01809-5.

OLSSON, H.; ASTRÖM, K.J.; CANUDAS de WIT, C.; GÄFVERT, M.; LISCHINSKY, P. *Friction Models and Friction Compensation* [on line]. Available from http://www.lag.ensieg.inpg.fr/canudas/publications/friction/dynamic_friction_EJC_98.pdf. 1997.

SEKAJ, I. Riešenie problémov pomocou genetických algoritmov. In *Automatizace*, ročník 47, číslo 9, 2004.

ŠUSTEK, L.; VARGA, M. *Experimentálne metódy identifikácie*. VEDA, Bratislava, 1981. 71-056-81.

TOŠENOVSKÝ, J.; NOSKIEVIČOVÁ, D. *Statistické metody pro zlepšování jakosti*. Monatex, 2000. ISBN 80-7225-040-X.

VACCA, A.; CERUTTI, M. Analysis and optimalization of a two-way valve using response surface methodology. In *International Journal of Fluid Power*, Volume 8, Nr. 3, p.43, 2007.

VDI 2206, 2004. Verein Deutscher Ingenieure *Entwicklungsmethodik für Mechatronische Systeme*.

WERNER, D.; HELDUSER, S.; LANSCH, H. Virtual prototyping of pressure control valves. In *5th International Fluid Power conference*, Aachen, 2006. Volume 3. ISBN3-8322-4841-2.

Práce autora

JUNG, J., VESELÝ, F., Optimalizace hydrodynamických sil šoupátkového rozváděče. In : *Hydraulika a pneumatika 3-4/2004* (18), p.4, Hydropneutech 2004, ISSN 1335-5171.

VATRAS, T., VESELÝ, F., Návrh proporcionálního nepřímo řízeného sedlového rozváděče. In: *Acta hydraulica et pneumatica*, 1/2007 (3), p.11. Slovenská spoločnosť pre hydrauliku a pneumatiku. ISSN 13336-7536.

VESELÝ, F., Simulace tlakového ventilu v programu Amesim. In: *Hydraulika a pneumatika*, 1/2004 (16), p.11., Hydropneutech 2004. ISSN 1335-5171.

VESELÝ, F., Optimalizační metody při návrhu ventilů. In: *Sborník 19. mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*, Praha 2006, ISBN: 80-02-01809-5.

VESELÝ, F., Návrh a optimalizace spínaných a proporcionálních rozváděčů pomocí přesných modelů. In: *Sborník 20. mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*, Praha 2008, ISBN: 978-80-02-02074-5.

VESELÝ, F., Návrh nepřímo řízeného přepouštěcího ventilu pomocí simulace. In: *Sborník 18. mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*, Praha 2003, ISBN: 80-02-01567-3

VESELÝ, F., Modelování a identifikace hydraulických prvků. Interní studie VŠB-TU Ostrava, 2008.

Citace

VACCA, A.; CERUTTI, M. Analysis and optimalization of a two-way valve using response surface methodology. In *International Journal of Fluid Power*, Volume 8, Nr. 3, p.44, 2007.

Curriculum Vitae

| | |
|---------------------------------|------------------------|
| Jméno / Name: | František Veselý |
| E-mail: | f.vesely@fmv-design.cz |
| Datum narození / Date of birth: | 5.9.1953 |

Vzdělání:

| | |
|-----------|---|
| 1968-1972 | Střední průmyslová škola strojní Nové Město n.M. Studijní obor: Strojírenská technologie. |
| 1972-1977 | Inženýrské studium: ČVUT Praha, Katedra obrábění. Studijní obor: Strojírenská technologie. |
| 2003-2010 | Doktorské studium: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, Katedra automatizační techniky a řízení. Disertační práce: Návrh hydraulických řídicích prvků s využitím simulačních výpočtů. |

Profesní zkušenosti:

| | |
|-----------|---|
| 1991-2002 | Technický ředitel Hytos a.s., zodpovědný za vývoj a výzkum. |
| 2002-2010 | Ředitel Argo-Hytos a.s., zodpovědný za vývoj a výzkum. |

Education:

| | |
|-----------|--|
| 1968-1972 | Secondary technical school in Nové Město n.M. Field of study: Manufacturing Technology. |
| 1972-1977 | Engineer study on Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machining. Field of study: Manufacturing technology. |
| 2003-2010 | Doctoral study on VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automation Control and Instrumentation. Topic of doctoral thesis: Design of Hydraulic Control Components with using Simulation Methods. |

Work Practices:

| | |
|-----------|---|
| 1991-2002 | Technical Director of Hytos a.s., responsible for Research and Development. |
| 2002-2010 | CEO of Argo-Hytos a.s., responsible for Research and Development. |